

Andrzej AMBROZIK¹
Stanisław ORLIŃSKI²

WPLYW ZASILANIA PALIWEM MIKROEMULSYJNYM NA PROCES JEGO WTRYSKU W SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

W referacie przedstawiono zagadnienia dotyczące zastosowania paliw o różnych właściwościach fizykochemicznych do zasilania silników o zapłonie samoczynnym. Zastosowanie tych paliw wymaga dużych dokładności pomiarów celem poznania występujących różnic w procesach wtrysku, rozpadu strugi paliwa i spalania. Rodzaj i właściwości fizykochemiczne paliwa istotnie wpływają na przebieg procesu wtrysku i spalania. Decydują one o wielkości okresu opóźnienia zapłonu oraz o jakości i przebiegu następnych faz spalania, jak również determinują jakość mieszanki paliwowo-powietrznej.

INFLUENCE OF FEEDING WITH MIKROEMULSIVE FUEL FOR THE PROCESS OF ITS INJECTION IN THE ENGINE ABOUT THE SELF-IGNITION

In the paper problems concerning using fuels about different properties were presented physicochemical for powering engines about the self-ignition. Using these fuels requires the big accuracies of the measurements in order to get to know appearing differences in processes of injection, the disintegration of the stream of fuel and burning. The kind and properties physicochemical fuels indeed are influencing the course of the process of injection and burning, since: they have the deciding influence on the period of delaying the ignition, from whom a quality and a time are depending courses of burning next periods, are determining the quality of fuel-air blend.

1. WSTĘP

Coraz większa liczba eksploatowanych silników o ZS wymusza badania i wprowadzania na rynek coraz większej ilości różnych paliw alternatywnych, które wywierają istotny wpływ na energetyczne, ekonomiczne, a głównie ekologiczne wskaźniki pracy silników [1].

Procesy wtrysku i spalania są złożonymi, okresowo powtarzającymi się, szybkozmiennymi procesami zachodzącymi wewnątrz cylindra tłokowego silnika spalinowego. Jednym z dość łatwo uzyskiwanych i wiarygodnych źródeł informacji

¹ Politechnika Warszawska, Wydział SiMR, Instytut Pojazdów

² Politechnika Radomska, Wydział Mechaniczny, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, e-mail: walorl@wp.pl

o przebiegu procesów wtrysku i spalania paliwa są wykresy: ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym, wzniosu iglicy wtryskiwacza oraz ciśnienia w cylindrze [1, 3].

Zastosowanie paliw o różnych właściwościach fizykochemicznych do zasilania silników o zapłonie samoczynnym i badania ich wpływu na wskaźniki pracy silnika wymaga dużych dokładności pomiarów celem zapewnienia wiarygodnych wyników badań procesów wtrysku, rozpadu strugi paliwa i jej spalania [4].

Rozwiązania tego problemu poszukuje się między innymi w obszarze wykorzystania paliw zastępczych wytwarzanych na bazie roślin oleistych i ich estrów oraz ich mieszanin z metanolem lub etanolem. Paliwa roślinne charakteryzują się innymi właściwościami fizykochemicznymi w stosunku do paliw węglowodorowych. Powoduje to występowanie różnic w procesie tłoczenia i rozpylania paliwa jak również procesu ich spalania w cylindrze silnika [2].

2. CEL BADAŃ

Celem badań była ocena wpływu zasilania silnika PERKINS typ 1100 paliwem węglowodorowym, niskosiarkowym olejem napędowym EKODIESEL PLUS 50B oraz estrem metylowym kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego FAME-100B i mikroemulsją węglowodorowo-estrowo-etanolową (MECHEE) na podstawowe parametry procesu wtrysku paliwa i parametry jego rozpylonej strugi. W czasie badań silnik pracował według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie prędkości obrotowej wału korbowego od 1000 do 2000 obr/min, przy fabrycznych ustawieniach regulacyjnych.

3. STANOWISKO BADAWCZE ORAZ PARAMETRY FIZYKOCHEMICZNE PALIW ZASILAJĄCYCH SILNIK

Silnik Perkins 1104C-44 stosowany jest głównie jako źródło napędu ciągników rolniczych. Poza Unią Europejską i USA stosowany jest również w pojazdach samochodowych. W związku z tym powinien on spełniać normy dotyczące emisji składników toksycznych spalin EU Stage II (dla Nonroad Diesel Engines) w wersji G, która dotyczy silników o mocy efektywnej z przedziału $37 \leq P < 75$ kW [3].

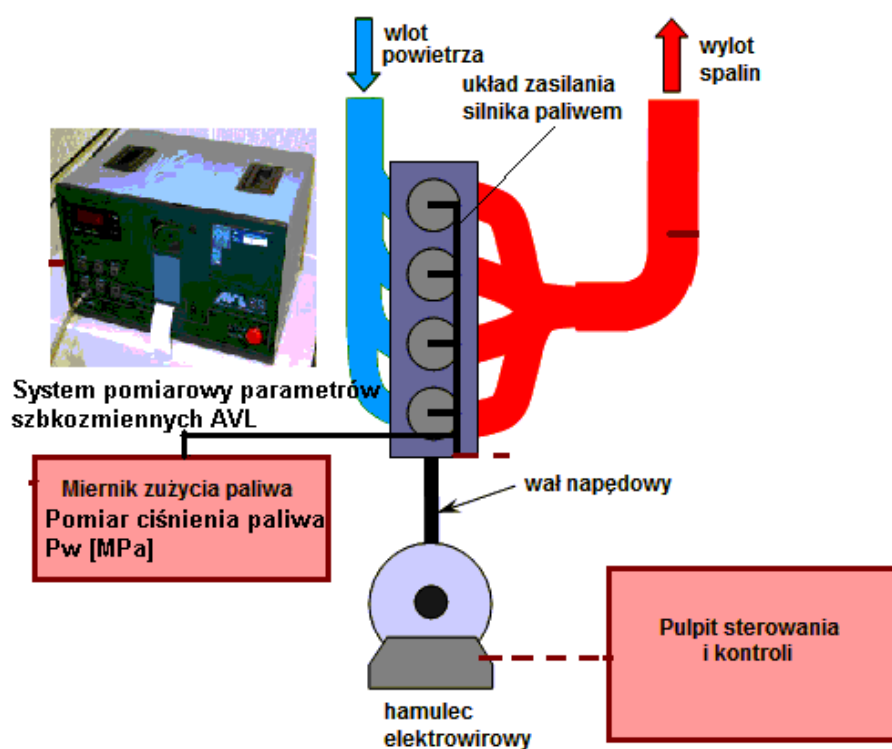
Badania przeprowadzono na typowym, zbudowanym wg BN-74/1340-12 i PN-88/S-02005 hamownianym stanowisku silnikowym [2, 5].

Wyboru paliw zasilających silnik dokonano ze względu na ich dostępność na rynku oraz z uwzględnieniem właściwości fizykochemicznych, które wywierają istotny wpływ na przebieg procesu wtrysku paliwa tj. jego gęstość, lepkość i napięcie powierzchniowe [3]. Zastosowana do zasilania silnika mikroemulsja węglowodorowo-estrowo-etanolowa (MECHEE) była mieszaniną o składzie objętościowym: 40% etanolu, 30% niskosiarkowego oleju napędowego EKODIESEL PLUS 50B i 30% estru metylowego kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego FAME-100

Wybrane właściwości fizykochemiczne zastosowanych paliw zasilających przedstawiono w tabeli 1. Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys.1.

Tabela 1. Właściwości fizykochemiczne paliw zasilających silnik [5]

Właściwości Fizykochemiczne	Ester etylowy oleju rzepakowego FAME	Mikroemulsja węglowodorowo-estrowo-etanolowa (MECHEE)	Olej napędowy Ekodiesel Plus-50B
Gęstość [kg/m^3]	878	836,3	848
Lepkość kinematyczna [mm^2/s]	4,70	2,08	3,12
Wartość energetyczna [MJ/kg]	38,4	35,1	43,0



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego [2]

4. OPIS METODY BADAŃ

Podczas sporządzania zewnętrznej charakterystyki prędkościowej silnika w przedziale prędkości obrotowej wału korbowego od 1000-2000 obr/min, rejestrowano: obciążenie silnika i zużycie paliwa oraz ciśnienie paliwa w przewodzie wtryskowym i ciśnienie w cylindrze oraz wznios iglicy wtryskiwacza. Wykresy indykatorowe zdejmowano za pomocą

czujnika piezokwarcowego firmy AVL cechowanego statycznie i dynamicznie w warunkach zbliżonych do warunków rzeczywistych.

Wykorzystując zmierzone wielkości wyznaczano:

- ciśnienie w komorze spalania,
- ciśnienie w przewodzie wtryskowym,
- wznios iglicy wtryskiwacza.

Po wstępnej analizie wykresów indykatorowych wyznaczono: różnicę ciśnienia ΔP pomiędzy ciśnieniem w rozpylaczu $P_{w,max}$ i ciśnieniem w cylindrze $P_{c,max}$ [1]:

$$\Delta P = P_{w,max} - P_{c,max}, [\text{MPa}] \quad (1)$$

gdzie:

$P_{w,max}$ – uśrednione maksymalne ciśnienie wtrysku paliwa [MPa], $P_{c,max}$ – uśrednione maksymalne ciśnienie w cylindrze [MPa],

Zasięg strugi paliwa zależy od: różnicy ciśnienia w studziencie wtryskiwacza i ciśnienia w cylindrze ΔP , gęstości czynnika roboczego w cylindrze ρ_g i gęstości paliwa ρ_p oraz od średnicy otworka rozpylacza d_o . Prędkość wypływu strumienia paliwa z wtryskiwacza u_p (w przekroju wylotowym rozpylacza) obliczano z zależności [1]:

$$u_p = \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_p}}, [\text{m/s}] \quad (2)$$

gdzie:

Δp - różnica ciśnienia cieczy przed otworkiem rozpylacza i ciśnienia ośrodka do którego paliwo jest wtryskiwane, [MPa], ρ_p - gęstość paliwa, [kg/m^3], μ - hydrodynamiczny współczynnik wypływu zależny od konstrukcji rozpylacza.

Obliczenia średniej, krytycznej średnicy kropli d_{kr} , dla badanych paliw prowadzono według zależności zaproponowanej przez Sautera [1]:

$$d_{kr} = \frac{\sigma We_{kr}}{\rho_g u_p^2}, [\mu\text{m}] \quad (3)$$

gdzie:

σ - napięcie powierzchniowe, [N/m],

ρ_g - gęstość ośrodka gazowego, [kg/m^3],

We_{kr} - krytyczna wartość liczby Webera, [m/s],

u_p - prędkość wypływu strumienia paliwa z wtryskiwacza, [m/s],

Według Hiroyasu [1] chwilową penetrację strugi można wyznaczyć z zależności:

Dla $t \leq t_{rozpadu}$,

$$S_1 = 0,39 \left(\frac{2(p_w - p_c)}{\rho_p} \right)^{1/2} t_r, [\text{mm}] \quad (4)$$

Dla $t > t_{\text{rozpadu}}$,

$$S_2 = 2,95 \left(\frac{2(p_w - p_c)}{\rho_p} \right)^{1/4} (d \cdot t_r)^{1/2}, [\text{mm}] \quad (5)$$

Czas liczony od chwili wypływu paliwa z rozpylacza do chwili rozpadu jego strugi t_r , ms, można obliczyć z zależności [1]:

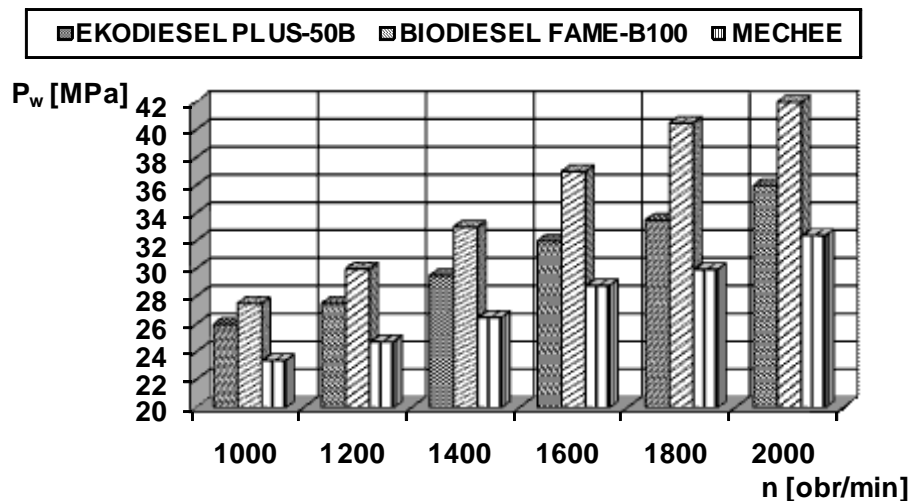
$$t_r = \frac{29 \rho_g d}{(\rho_p \cdot \Delta p)^{1/2}}; [\text{ms}] \quad (6)$$

gdzie:

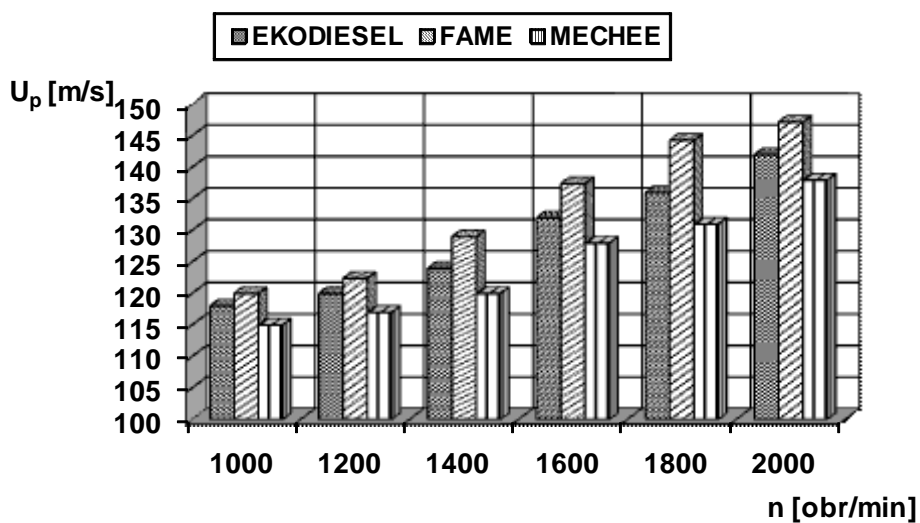
d - średnica otworka rozpylacza – 0,32 mm.

5. ANALIZA OTRZYMANYCH WYNIKÓW BADAŃ

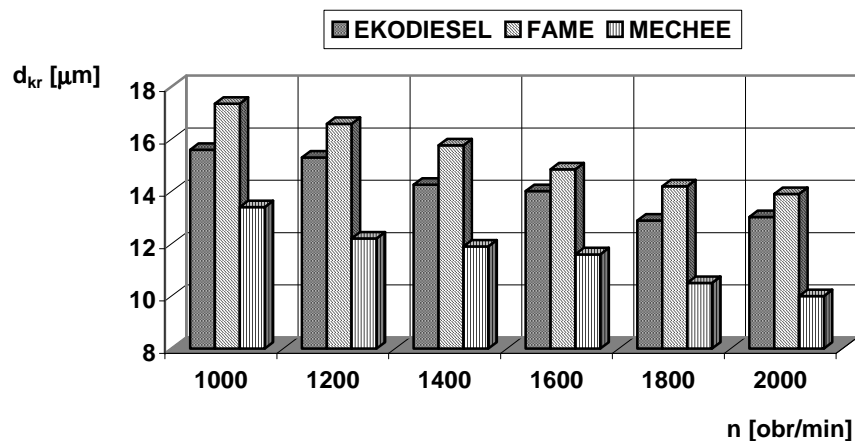
Na rys. 2 przedstawiono porównanie maksymalnych ciśnień paliwa we wtryskiwaczu P_w [MPa] w czasie procesu wtrysku dla stosowanych paliw i przy prędkości obrotowej wału korbowego silnika od 1000-2000 obr/min. Na rys.3 przedstawiono początkowe prędkości wypływu strumienia paliwa z wtryskiwacza U_p [m/s]. Rys. 4 przedstawia średnie średnice kropeł d_{kr} , [μm] tworzące się przy wypływie paliwa z otworu rozpylacza o stałym przekroju przelotowym, wyznaczone wg. Sautera. Na rys.5 pokazano porównanie czasów rozpadu strug paliw dla dwóch prędkości obrotowych wału korbowego silnika tj. $n=1400$ obr/min odpowiadającą prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego silnika i $n= 2000$ obr/min odpowiadającą prędkości obrotowej nominalnej mocy silnika. Rys.6 przedstawia porównanie chwilowej penetracji strugi S_1 [mm] dla $t \leq t_{\text{rozpadu}}$ i przy prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego silnika i dla $n= 2000$ obr/min odpowiadającej prędkości obrotowej nominalnej mocy silnika. Rys.7 przedstawia chwilową penetrację strugi (wtórna) S_2 [mm] dla $t > t_{\text{rozpadu}}$ oraz dla prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego silnika i dla $n= 2000$ obr/min tj. prędkości obrotowej nominalnej mocy silnika.



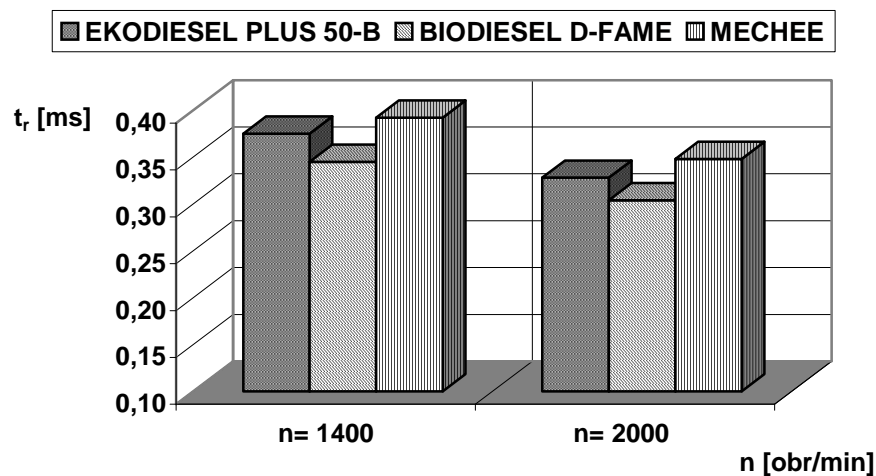
Rys. 2. Porównanie maksymalnych ciśnień paliwa we wtryskiwaczu P_w [MPa] w funkcji prędkości obrotowych wału korbowego silnika dla $n=1000\div 2000$ obr/min



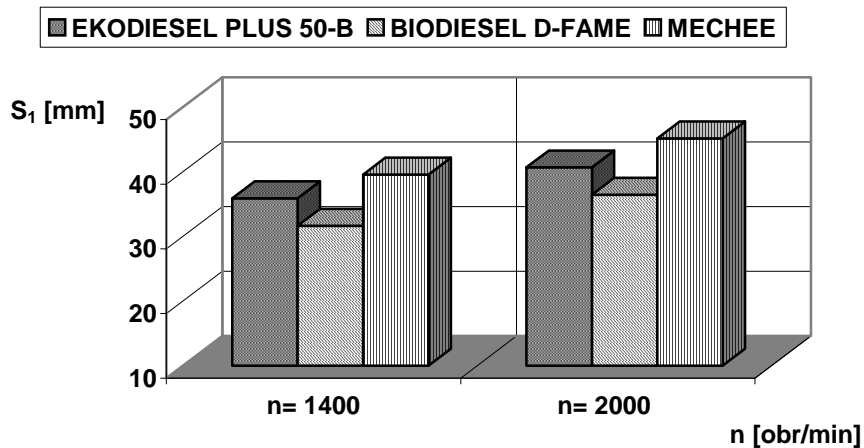
Rys. 3. Porównanie początkowej prędkości wypływu paliwa z wtryskiwacza U_p [m/s] w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika dla $n=1000\div 2000$ obr/min



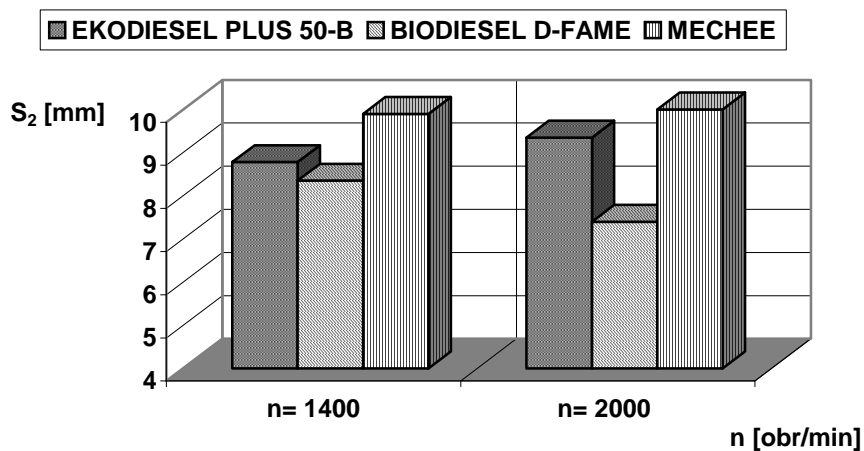
Rys. 4. Porównanie średnich krytycznych średnic kropeł d_{kr} [μm] w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika dla $n=1000\div 2000$ obr/min



Rys. 5. Porównanie czasów rozpadu strug paliwa dla dwóch prędkości obrotowych wału korbowego silnika $n=1400$ obr/min (prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego silnika) i $n=2000$ obr/min (prędkość obrotowa nominalnej mocy silnika)



Rys. 6. Porównanie chwilowej pierwotnej penetracji strugi paliwa S_1 [mm] dla $t \leq t_{rozpadu}$ i dla dwóch prędkości obrotowych wału korbowego silnika $n=1400$ obr/min (prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego silnika) oraz dla $n=2000$ obr/min (prędkość obrotowa nominalnej mocy silnika)



Rys. 7. Porównanie chwilowej wtórnej penetracji strugi S_2 [mm] dla $t > t_{rozpadu}$ i dla dwóch prędkości obrotowych wału korbowego silnika tj. $n=1400$ obr/min (prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego silnika) i $n=2000$ obr/min (prędkość obrotowa nominalnej mocy silnika)

6. WNIOSKI

Na podstawie wyników otrzymanych z przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski:

- największe ciśnienia paliwa we wtryskiwaczu P_w [MPa] w przedziale prędkości obrotowych wału korbowego od 1000 ÷ 2000 obr/min było dla estru FAME, zaś najmniejsze ciśnienia było dla mieszaniny MECHEE. Różnica procentowa pomiędzy nimi jest od 10-18%. Różnica ta spowodowana jest różną gęstością oraz lepkością paliw,
- początkowe prędkości wtryskiwanego paliwa U_p [m/s] były największe dla paliwa FAME, zaś najmniejsze dla emulsji węglowodorowo-estrowo-etanolowa MECHEE. Różnica procentowa pomiędzy nimi wynosi od 12-16 % co spowodowane było również różnymi gęstościami i lepkościami paliw,
- badania uśrednionych średnic kropeł paliwa d_{kr} , [μ m] wykazały, że mniejsze średnice zapewnia emulsja MECHEE zaś największe występują dla paliwa roślinnego FAME w całym przedziale prędkości obrotowej silnika. Różnica procentowa pomiędzy nimi wynosi, od 20-40 %. Spowodowane jest to różnym ciśnieniem paliwa we wtryskiwaczu oraz różnymi gęstościami, lepkościami i napięciami powierzchniowymi,
- natomiast czasy rozpadu strug badanych paliw i ich zasięg pierwotny S_1 i wtórny S_2 okazały się mniejsze dla paliwa roślinnego FAME, zaś największe dla emulsji MECHEE. Różnica procentowa pomiędzy nimi wynosi od 11-20 %. Spowodowane to jest różną wielkością ciśnienia paliwa we wtryskiwaczu oraz różną gęstością, lepkością i napięciem powierzchniowym,
- celowe jest dalsze prowadzenie badań nad oceną wpływu zasilania silnika zarówno paliwami pochodzenia mineralnego jak i roślinnego na ekonomiczne, energetyczne i ekologiczne wskaźniki pracy silnika,
- przy ocenie ekonomicznego aspektu stosowania estrów olejów roślinnych i ich mieszanin z alkoholem etylowym celowym jest zmniejszenie kosztów ich wytwarzania i dystrybucji tak, aby ceny tych paliw były porównywalne z cenami paliw pochodzenia węglowodorowego.

7. LITERATURA

- [1] Ambrozik A., S Kruczyński., Orliński S.: INFLUENCE OF DIESEL ENGINE FUELLING WITH SELECTED HYDROCARBON AND VEGETABLE FUELS ON INJECTION AND SELF IGNITION ANGLE DELAY. P05-C024, PTNSS-KONGRES Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych, Bielsko-Biała / Szczyrk 25–28 września, 2005.
- [2] Dokumentacja techniczna stanowiska badawczego. Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych. Politechnika Warszawska, Warszawa 2008,
- [3] Kruczyński S., Orliński P., Orliński S.: „Wpływ właściwości paliw naturalnych i roślinnych na proces rozpylania paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym”, Zeszyty Naukowe IP PW, Warszawa 2008.
- [4] Łuksa A., Kruczyński S., Orliński P., Orliński S.: Wpływ składu paliwa mikroemulsyjnego węglowodorowo - estrowo - etanolowego na wskaźniki pracy silnika o zapłonie samoczynnym. Zeszyty Naukowe IP PW, Warszawa 2009.

- [5] Zakład Produktów naftowych, WMTiW, Politechnika Radomska Świadectwa jakości paliw, 2009.